



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	Winter-Kennedy法による水車の量水に関する実験的検討
Author(s)	佐野, 新三郎; 有江, 幹男
Citation	工学部研究報告, 8, 38-49
Issue Date	1953-09-10
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/40427
Type	departmental bulletin paper
File Information	8_38-49.pdf



Winter-Kennedy 法による水車の量水 に関する實驗的検討

佐 野 新三郎

有 江 幹 男

(February 28, 1953)

Experimental study on measuring water
quantity of a spiral-cased water turbine
by Winter-Kennedy Method.

Shinzaburo SANO

Mikio ARIE

Abstract

The water flow in spiral cases of hydraulic machines has been analysed theoretically assuming that it satisfies the condition of free vortex and sometimes this condition is used for designing spiral case.

If this is correct we shall be able to compute water quantity of water turbines by a simple process of measuring static pressure difference between two points on some section of the spiral case.

We are not sure if the ideal condition of free vortex, which will be able to expect that it is almostly correct, covers all over the range of water quantity or not. Even if such a condition should not be able to apply correctly, it will be enough for the purpose of computing water quantity if there is some definite relation similar to that which should be derived from the ideal condition.

We made an experimental study to obtain a relation between pressure difference of several points on two sections of the spiral case of a propeller turbine and water quantity referring to the Winter-Kennedy Method and obtained some desirable data for practical application.

I 実験の目的

G. H. Voaden は Index Testing of Hudraulic Turbiner なる題目で水車各部の適當なる二點間の水壓差を測定して反動水車の使用水量を相對的に求める方法として

- (1) Friction Loss and Velocity-Head Method.
- (2) Venturi-Section Method.
- (3) Method depending upon Venturi Principle.
- (4) The Winter-Kennedy Method.
- (5) J. A. Peck Method.

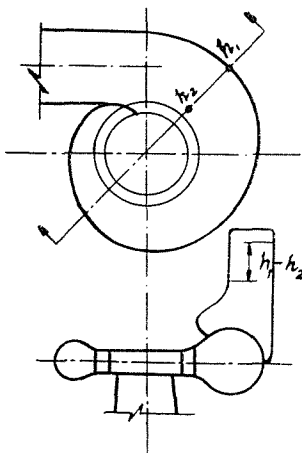
について述べ若干の実験結果を報告している。⁽¹⁾

これ等の方法は何れも一度水量の絶對測定を併用すれば必要な恒數が求められ、その後はその裝置の固有値をその儘にして二點間の水壓差を求めるという極めて簡単な手段で前に行つた水量の絶對測定に對する相對的の値、即ち絶對測定を正しいものとすれば何時でも必要な時に水量を正しく求めることができるのである。

適當の位置でしかも靜壓を正しく求め得るように壓力の取口を撰擇しその二點間の靜壓差を D とすれば水車の使用水量 Q は

$$Q = kD^n$$

の形となり、 k はその裝置の常數であり n は極めて 0.5 に近い恒數である。理論的考察の項において述べるように渦形室の二點間の壓力差を求める方法では、渦形室内の水の流動が通常考えられているように正しく自由渦卷運動をなしている限りは上式の k と n の値は上述のよに期待し得る。しかし實際上渦形室内の流れが水車の負荷に關せず常に自由渦卷運動という假定的な理想狀態を保持し得ないのではないかと考えられる。⁽²⁾ この理想的條件からの偏差量が水量測定に重大な影響を與えないとすることは極めて疑問とするところである。



第 1 圖

簡単な方法で水車の水量測定を行い得る點について北海道電力株式會社は大きな關心をもちその依頼によつて第 1 圖に示すような二點間の壓力差を求める方法即ち Winter-Kennedy Method に關して實驗的検討を行つたものである。

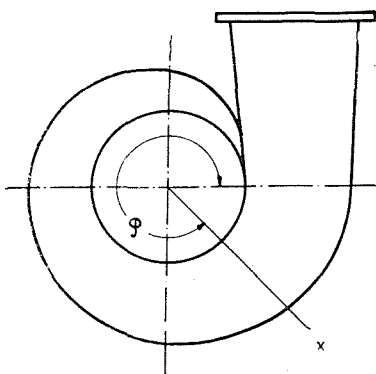
II 理論的考察

第 2 圖に示すように渦形室のある任意の斷面 x においてその斷面形が第 3 圖のように圓形であるとすれば、自由渦卷運動の成立するかきり一般に

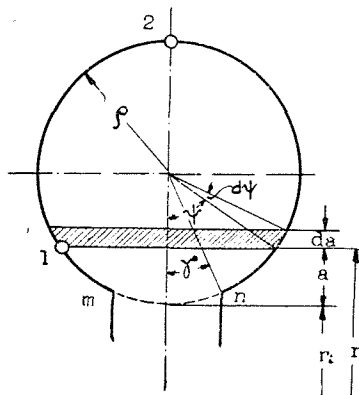
$$V_u \cdot r = K \dots \dots \dots (1)$$

ここに V_u は周分速度, K は一つの恒数である。即ち da なる微小幅の部分を通ずる水量は

$$\begin{aligned} dq &= 2\rho \sin \phi \cdot da \cdot V_u \\ &= 2\rho \sin \phi \cdot da \cdot \frac{K}{r_i + a} \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$



第 2 圖



第 3 圖

しかして $a = \rho(1 - \cos \phi)$ であるから

$$da = \rho \sin \phi \cdot d\phi \dots\dots\dots (3)$$

(3) 式を (2) 式に代入して

$$\begin{aligned} dq &= 2\rho^2 K \frac{\sin^2 \phi \cdot d\phi}{r_i + \rho(1 - \cos \phi)} \\ &= 2\rho K \frac{\sin^2 \phi \cdot d\phi}{\frac{r_i}{\rho} + 1 - \cos \phi} \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

$m = 1 + \frac{r_i}{\rho}$ とすれば

$$dq = 2\rho K \frac{\sin^2 \phi \cdot d\phi}{m - \cos \phi} \dots\dots\dots (5)$$

故に断面 x における mn より上の部分を流れる全水量 q は

$$q = \int_{\gamma}^{\pi} dq = 2\rho K \int_{\gamma}^{\pi} \frac{\sin^2 \phi \cdot d\phi}{m - \cos \phi} \dots\dots\dots (6)$$

今 $A = \int_{\gamma}^{\pi} \frac{\sin^2 \phi \cdot d\phi}{m - \cos \phi}$ とすれば

$$q = 2\rho KA \dots\dots\dots (7)$$

積分値 A は Ahlfors の求めた結果によると

$$A = m(\pi - \gamma) - \sin \gamma - 2 \sqrt{m^2 - 1} \left\{ \frac{\pi}{2} - \tan^{-1} \left(\sqrt{\frac{m+1}{m-1}} \cdot \tan \frac{\gamma}{2} \right) \right\}$$

であつて、圓形断面の渦形室全面を通過する水量を求めるには $r = 0$ とすれば良いのであつて

$$A_{r=0} = \pi (m - \sqrt{m^2 - 1})$$

$$\text{となり } q_{r=0} = 2\rho K \pi (m - \sqrt{m^2 - 1})$$

$$= 2K\pi \{(r_i + \rho) - \sqrt{(r_i + \rho)^2 - \rho^2}\} \dots\dots\dots (8)$$

$\frac{r_i}{\rho}$ が相當大きな場合即ち $m \geq 2$ 程度は普通の水車の條件で得られることであるが、この場合に $r \leq 30^\circ$ の範圍では (7) 式と (8) 式との差異は僅少なものとなる。即ち $r \leq 30^\circ$ の條件で水壓を求めることにすれば (7) 式を以て、その断面を通過する水量を求め得ることになる。

自由渦巻運動の條件によれば静水壓の取出口 1 及び 2 の半径位置で (1) 式の條件は

$$V_{u1}(r_i + a) = V_{u2}(r_i + 2\rho) = K$$

となり h_1, h_2 をそれぞれ 1, 2 の位置の静水壓なるものとする

$$D = h_2 - h_1 = \frac{V_{u1}^2 - V_{u2}^2}{2g}$$

$$= \frac{K^2}{2g} \left\{ \frac{1}{(r_i + a)^2} - \frac{1}{(r_i + 2\rho)^2} \right\}$$

$$\text{故に } K = \sqrt{2gD} \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(r_i + a)^2} - \frac{1}{(r_i + 2\rho)^2}}} \dots\dots\dots (9)$$

(9) 式を (7) 式に代入して

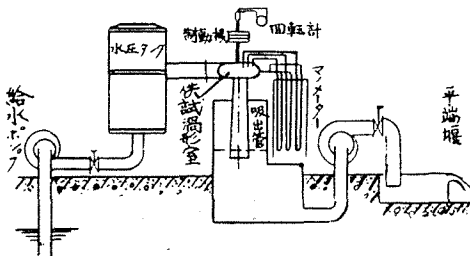
$$q = \frac{2\rho A}{\sqrt{\frac{1}{(r_i + a)^2} - \frac{1}{(r_i + 2\rho)^2}}} \sqrt{2gD} \dots\dots\dots (10)$$

水車の使用全水量は通常渦形室の設計に用いられる次の式で求められる。

$$Q = \frac{2\pi}{\varphi} q \dots\dots\dots (11)$$

(10) 式の $\frac{2\rho A}{\sqrt{\frac{1}{(r_i + a)^2} - \frac{1}{(r_i + 2\rho)^2}}}$ は渦形室の形がきまると一つの常數となり結局 D の測定によ

り水車の使用水量を求めることが出来ることになる。



第 4 圖

III 實驗裝置及びその方法

小型プロペラ水車の渦形室について實驗を行つたがその設備の概略は第 4 圖に示してある。

實驗に用いた水車の主なる設計諸元は

$$H = 7\text{m}, \quad Q = 140 \text{ litre/sec},$$

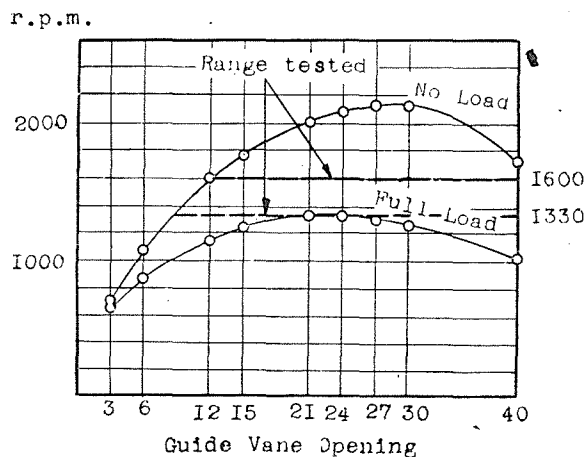
r. p. m. = 2450, $N = 10.5$ HP, $n_s = 700$, 羽根車外径 = 180 mm,

羽根車の羽根数 4 枚, 案内羽根数 18 枚, スピード・リングなし。(電業社製作)

第 4 圖に示すように渦巻ポンプにて揚水を壓力水槽に導き, 水車に至る水の中に氣泡の混入せざるよう水槽の水位に注意する。水車を出た放水は設備されたポンプは運轉せず自由放流せしめる。これは實驗の目的が有効落差の變動を考慮に入れることは主要眼目でないことによる。放水は量水のために平端堰を設置した水路に導き堰水頭をフック・ゲージによつて讀みとる。

水車軸には回轉計を直結して回轉數を讀み, 水量の調節は案内羽根の開度のみによつて行いこれに應じて水車軸に直結した圓盤摩擦型水制動機の水量を加減し水車軸回轉數の一定を保つ。

實驗に供した回轉數は有効落差の調節を行わないため正規のものは期待できないために案内羽根開度即ち水量の變化に對する回轉數の變化を制動機の容量内にて第 5 圖のように求め, この範圍で最も廣い水量範圍で實驗の行える 1330 r.p.m. を求め, これについて精細な實驗をくりかえし, 回轉數の異なる點でも同様の結果が期待し得るや否やを検する目的で 1600 r.p.m. を任意に選定して附加的な試驗を行つた。



第 5 圖

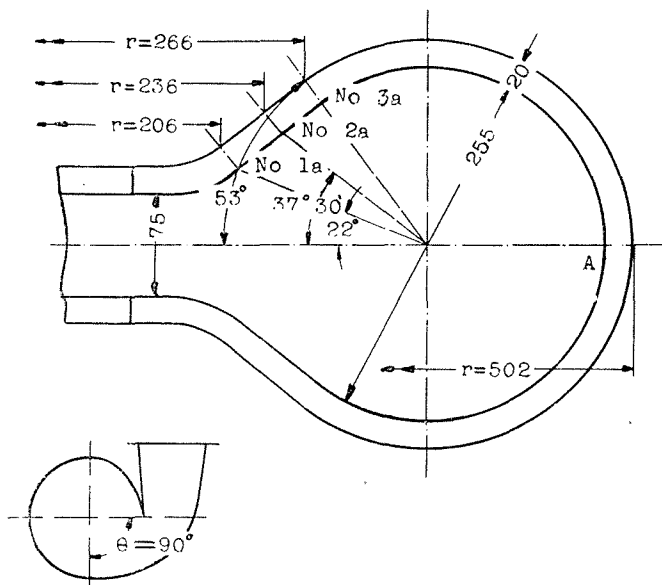
水量測定のための水壓差を求める渦形室斷面の位置及び形狀は第 6 圖, 第 7 圖に示してある。G. H. Voaden の報告にはこの位置が明確に與えていないがその記載圖面を参照して $\theta = 45^\circ$ の位置を一つ選定し, 他の位置として $\theta = 90^\circ$ についても試験して見た。

又一つの渦形室斷面にてはそれぞれ 4 個宛の壓力取出口を設け, 半径の最も大なる點と他の三點との壓力差を求めてこの位置に關する資料も求めるようにしたが水柱計の動搖は何れも同程度であつて壓力差の大きく出る方が望ましい。

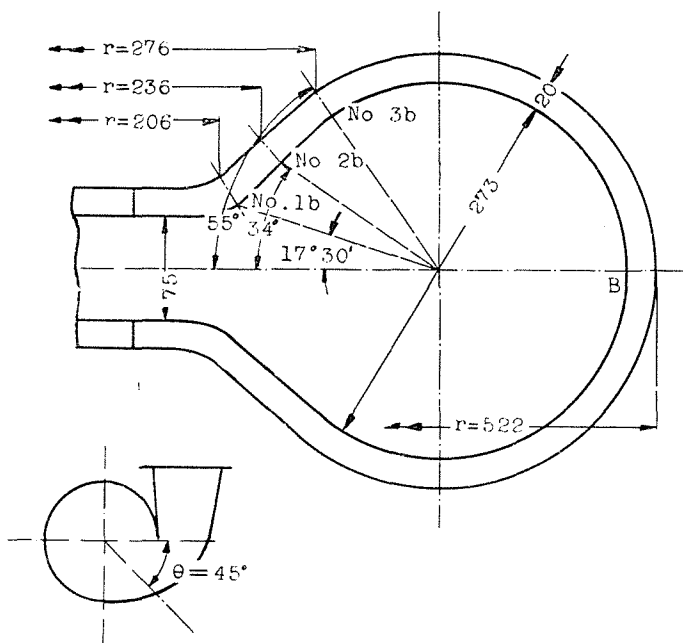
靜壓の取出口は直径 2 mm の孔を有するプラグのようなものを渦形室壁に挿入したが取付後には渦形室內面とよく圓滑な面をなすこと及び壓力取出口が渦形室壁面と直角になるように十分注意する必要がある。

マノメーターは $\theta = 45^\circ$ の斷面に對し比重 2.9 のブロムフォルム (CHBr_3) を封入した U 字管を用い, $\theta = 90^\circ$ の斷面では水柱による倒立 U 字管を使用しその上部に壓縮空氣を適量封入した。 $\theta = 45^\circ$ の斷面では壓力取出口の水車軸心に至る距離の差が $\theta = 90^\circ$ の場合より大

なるために圧力差が大となり水柱では都合悪いためにブロムフォオルムを利用したものである。マノメーターの動搖は實驗中に避けられないが、それぞれのマノメーターに一人宛の測定者を置き同時に読みを求める方法をくりかえして實驗値の正確を期した。



第 6 圖



第 7 圖

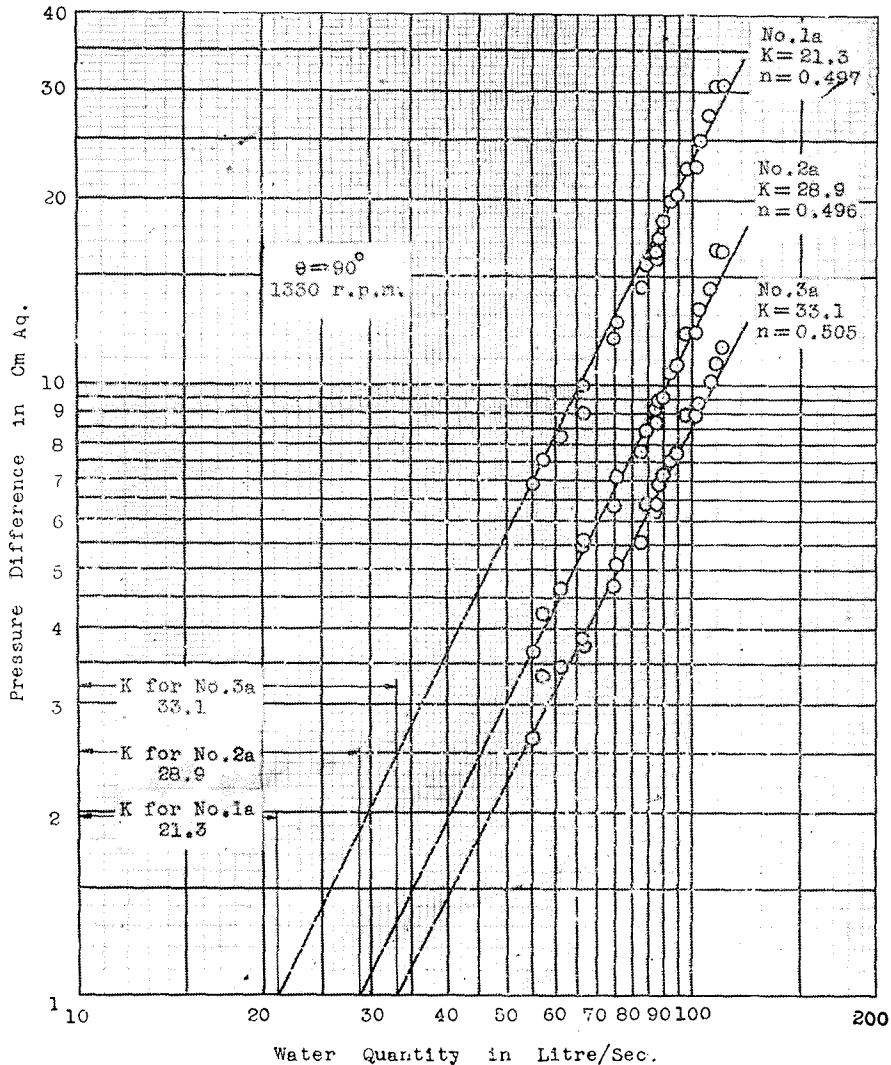
水車の使用水量は放水路に設けた平端堰の堰水頭をフック・ゲージによつて求め、これから算出したものである。

第 1 表

Guide Vane Opening	r. p. m.	Pressure Difference in Cm Aq.						Weir Head in Cm	Water Quantity in Lit./Sec.	computed Error of No. 1b in %
		Spiral Casing Section $\theta=90^\circ$			Spiral Casing Section $\theta=45^\circ$					
		No. 1a	No. 2a	No. 3a	No. 1b	No. 2b	No. 3b			
6-9	1,320	6.90	3.67	2.63	7.22	—	—	12.02	55.15	1.9
6-9	1,330	7.56	4.23	3.33	7.73	4.24	2.66	12.34	57.35	1.3
9	1,330	8.23	4.67	3.47	8.36	4.94	3.29	13.00	61.15	-1.8
9-12	1,330	10.00	5.47	3.87	10.51	6.02	3.67	13.59	66.55	1.4
12	1,330	9.00	5.60	3.73	10.00	5.51	3.74	13.60	66.92	-1.3
12-15	1,330	12.63	7.10	5.10	13.49	7.54	5.26	14.73	75.35	0.9
15	1,330	11.93	6.37	4.70	12.95	7.22	4.69	14.60	74.85	0
15-18	1,330	14.37	7.80	5.53	15.45	—	—	15.67	82.75	-1.1
15-18	1,330	15.70	8.43	6.40	16.28	9.69	6.02	15.86	84.30	-0.3
18	1,330	16.00	8.70	6.40	17.67	10.13	6.33	16.25	87.67	0
18-21	1,320	16.40	9.13	6.20	17.48	—	—	16.12	87.05	0
18-21	1,330	18.50	9.57	7.17	18.75	11.02	6.78	16.53	89.95	0
21	1,300	17.30	9.43	6.90	18.34	10.51	6.78	16.40	88.10	0.4
21-24	1,300	19.97	10.48	7.53	21.09	11.78	7.41	16.80	92.15	3.0
24	1,330	20.33	10.77	7.77	21.34	11.97	7.73	17.08	94.60	0.9
24-27	1,330	22.37	12.10	8.93	21.66	13.11	8.17	17.50	97.90	-1.9
27-30	1,320	22.77	12.17	8.93	23.31	13.74	8.74	17.87	101.45	-1.4
30	1,330	25.00	13.37	9.37	24.38	14.44	9.31	17.97	102.30	-0.2
30-40	1,320	27.50	14.37	10.13	26.98	15.58	10.00	18.51	107.20	0
40	1,330	30.77	16.53	10.87	27.93	17.10	10.96	18.79	109.60	0
40	1,330	30.83	16.50	11.53	26.79	—	—	19.14	112.30	-4.7

IV 測定結果

實測により得られた結果は第1表に記載してあるがマノメーターにより得られた壓力差はすべて水柱とし3回の實測値の平均をそれぞれ記入してある。この表の結果をマノメーターにより求められる壓力差と水車の使用水量とについて對數方眼紙上にまとめて見ると第8圖より第11圖までのようになる。

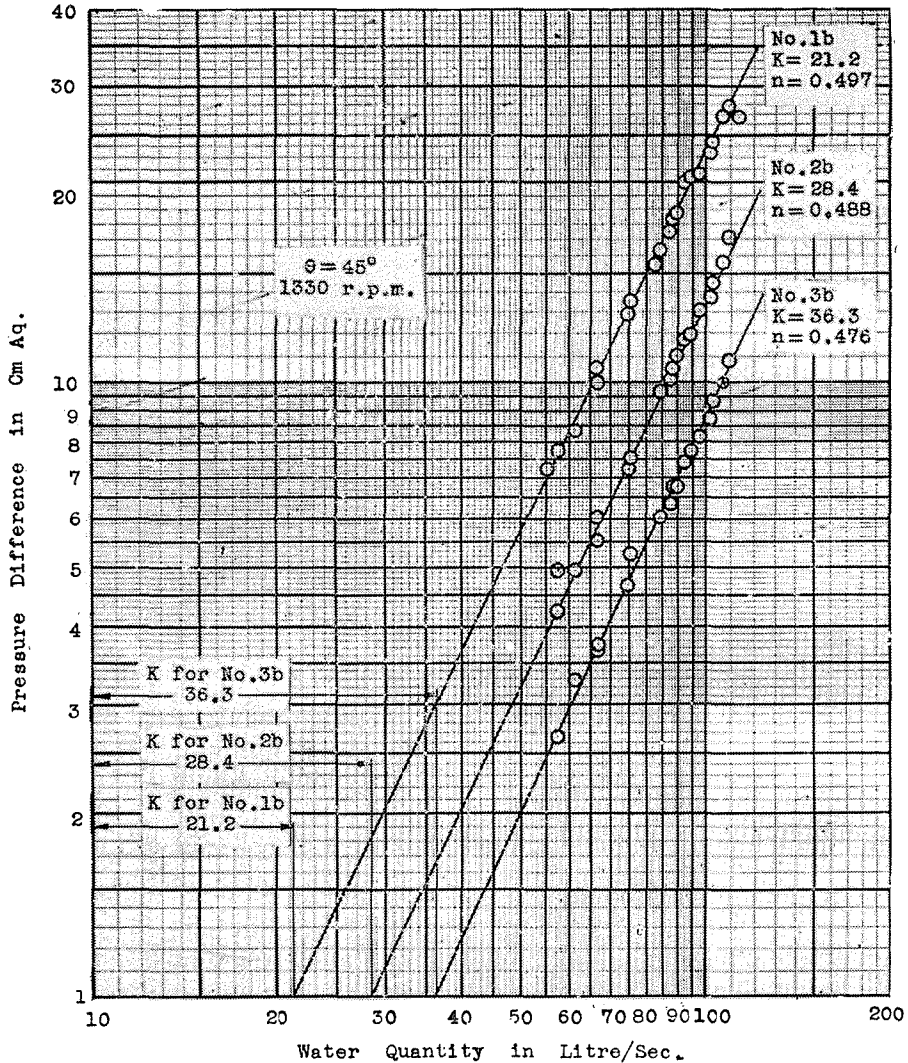


第 8 圖

第8圖で實測點は(10)式が成立するものとすれば D の指數が0.5であるから横軸と 45° の傾きをなす直線上に得られる筈で、少くとも指數が一定であればある直線上に分布すべきである正確にこの直線性を把握することはできないが實測點を連ねる最も確からしい直線を記入す

ると $Q = kD^n$ における k と n を圖から求めることができる。即ちこの式の兩邊の對數を考えると

$$\log Q = \log k + n \log D$$



第 9 圖

であるから k は $D = 1$ の時の Q の値であり n は横軸と直線とのなす角の餘割により與えられる。第 8 圖は渦形室斷面位置が $\theta = 90^\circ$ の時 1330 r.p.m. のにおける結果であるが回轉數が 1600 r.p.m. の時の實測結果は第 10 圖のようになる。これに記入してある直線は第 8 圖により得られたものをそのまま記入したものであるが例えば No. 1 a のように回轉數の變化が殆んど k と n に関係ないものと見做し得る程度のものであるが斷言するためにはあまりにも實驗範圍が少なすぎる。

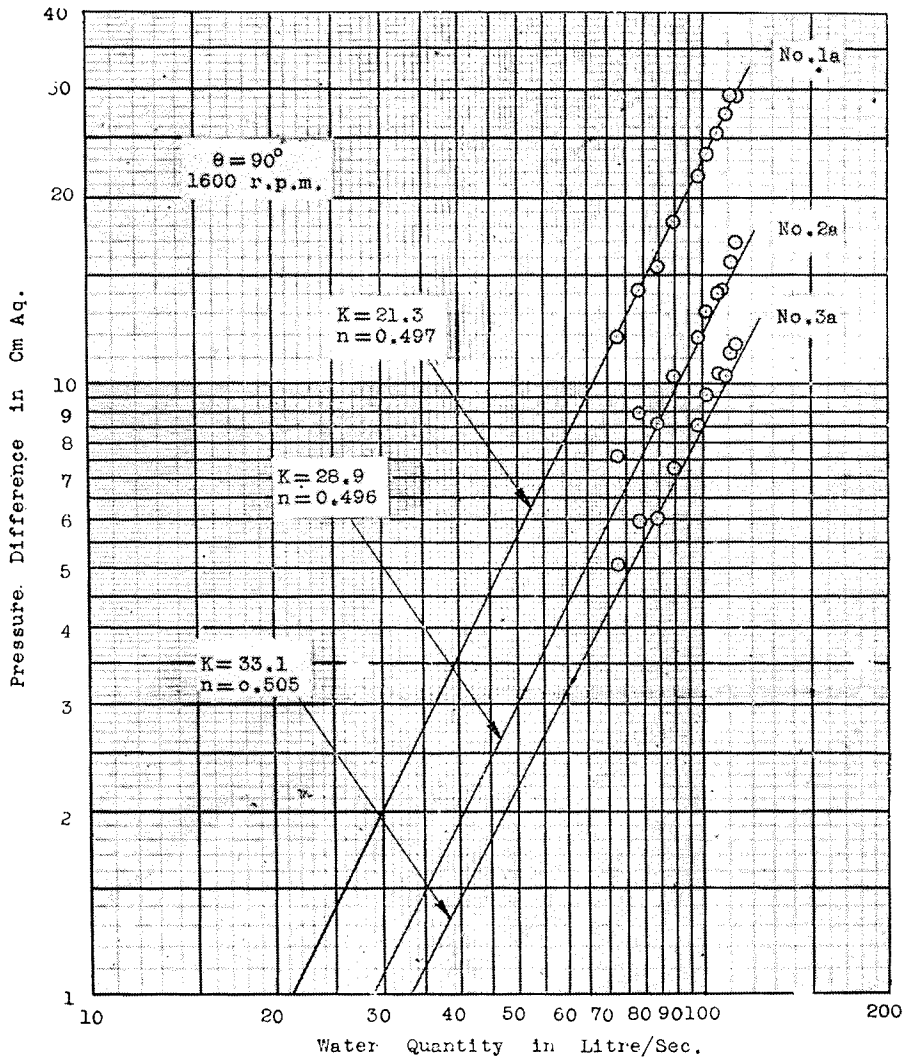
第9圖及び第11圖は $\theta = 45^\circ$ の断面について同様にまとめて見たものである。

第2表

實驗總數	118
誤差 $\pm 3\%$ 以上	17
$\pm 3\% \sim \pm 2\%$	15
$\pm 2\%$ 以下	86

第8圖と第6圖に示す結果により求められた最も確からしい各直線を用いて水車の使用水量を推論する場合に生ずる誤差はこの實驗結果によれば、平端堰による水量を絶対値として第12圖のようになる。これの數値の例を第9圖の No. 1b の直線について第1表の最後の欄に記入しておいた。第12圖の誤差分布によれば第2表のよ

うな結果となる。

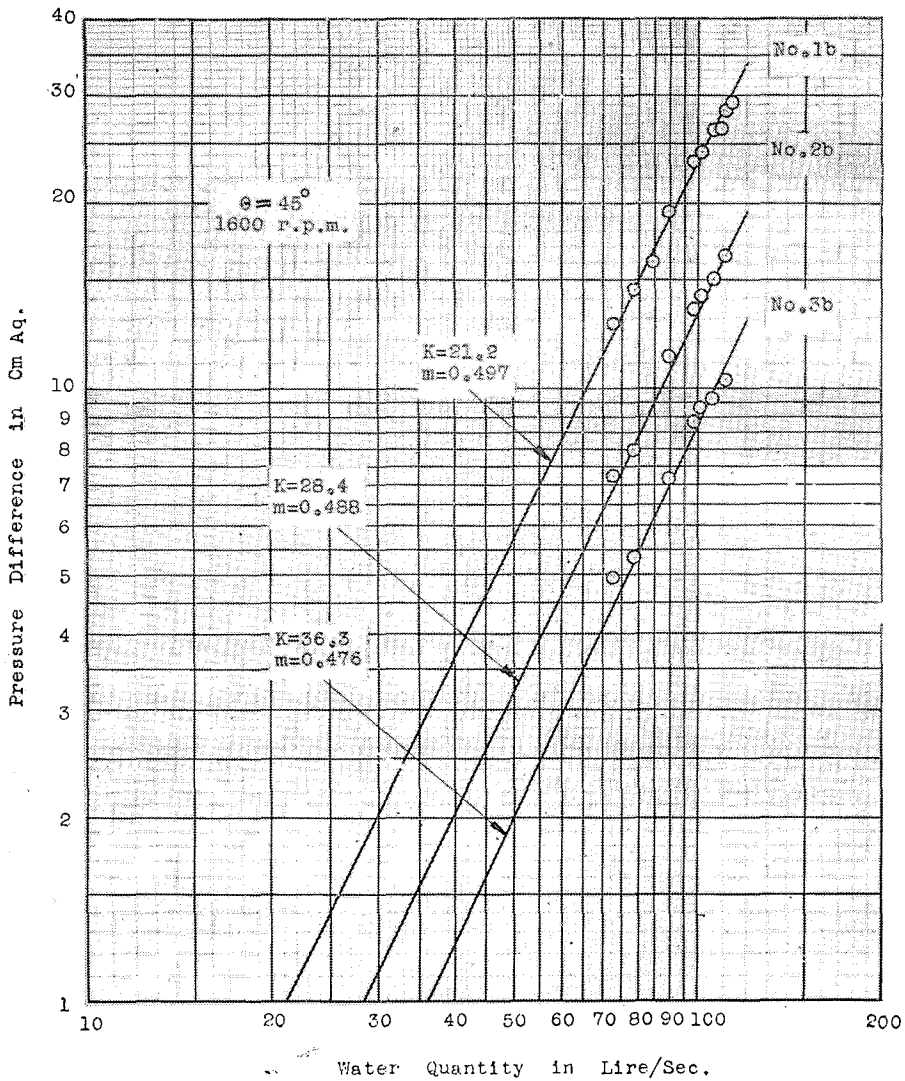


第 10 圖

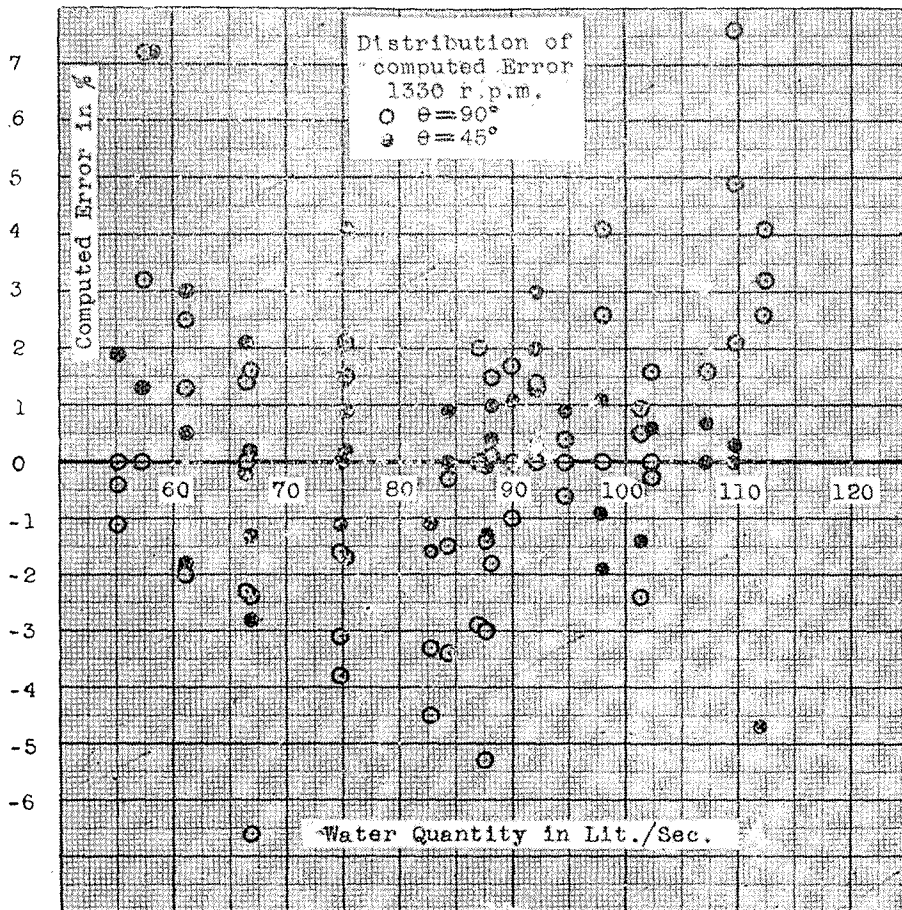
V 結 言

以上の実験結果を要約すれば次の通りである。

- (1) 実験に用いた二つの断面共ほぼ同様の結果であつて、この附近の断面は何處の位置を選定しても良いものと思われる。
- (2) 實際測定に際し壓力差の大きい方が便利で壓力取出口の水車軸中心よりの半径差をできるだけ大きくすることが望ましい。
- (3) $Q = kD^n$ の式における指數 n は極めて 0.5 に近いが絶對測定により得られる結果と比較して k と共にきめることが望ましい。絶對測定の行い得ないような場合には模型試験結果



第 11 圖



第 12 圖

と對比して行つても實用上十分の意義と利用價值がある。

簡単な實驗結果の報告であるが近時ようやく實用化の企圖されているとき、一つの資料として發表するものである。

本實驗を遂行するにあたり石本慶一君（現在永和商事勤務）、本間政治君（現在日立製作所水車設計勤務）並びに山崎輝夫君の助力に負ふところが多い。又北海道電力株式會社發電課の援助によるものであることを附記し謝意を表する次第である。

文 献

- 1) Index testing of hydraulic turbines. G. H. Voaden. Trans. A. S. M. E. July 1951
- 2) Strömung in Spiralgehäusen. H. Kranz. Forschungsheft Nr. 370. V. D. I.
- 3) 渦巻ポンプ講義, 生源寺順